

8-28-02
#5

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

IN RE APPLICATION OF: Hiroyuki NISHIZAWA, et al.

GAU: 3682

SERIAL NO: 10/085,112

EXAMINER:

FILED: March 1, 2002

FOR: PULLEY THRUST CONTROL DEVICE FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION UNIT

REQUEST FOR PRIORITY

ASSISTANT COMMISSIONER FOR PATENTS
WASHINGTON, D.C. 20231

SIR:

- ☐ Full benefit of the filing date of U.S. Application Serial Number [US App No], filed [US App Dt], is claimed pursuant to the provisions of 35 U.S.C. §120.
- ☐ Full benefit of the filing date of U.S. Provisional Application Serial Number , filed , is claimed pursuant to the provisions of 35 U.S.C. §119(e).
- ☒ Applicants claim any right to priority from any earlier filed applications to which they may be entitled pursuant to the provisions of 35 U.S.C. §119, as noted below.

In the matter of the above-identified application for patent, notice is hereby given that the applicants claim as priority:

<u>COUNTRY</u>	<u>APPLICATION NUMBER</u>	<u>MONTH/DAY/YEAR</u>
JAPAN	2001-058513	March 2, 2001
JAPAN	2001-177738	June 12, 2001
JAPAN	2002-056101	March 1, 2002

Certified copies of the corresponding Convention Application(s)

- ☒ are submitted herewith
- ☐ will be submitted prior to payment of the Final Fee
- ☐ were filed in prior application Serial No. filed
- ☐ were submitted to the International Bureau in PCT Application Number .
Receipt of the certified copies by the International Bureau in a timely manner under PCT Rule 17.1(a) has been acknowledged as evidenced by the attached PCT/IB/304.
- ☐ (A) Application Serial No.(s) were filed in prior application Serial No. filed ; and
(B) Application Serial No.(s)
 - ☐ are submitted herewith
 - ☐ will be submitted prior to payment of the Final Fee

RECEIVED

JUL 10 2002

GROUP 3600

Respectfully Submitted,

OBLON, SPIVAK, McCLELLAND,
MAIER & NEUSTADT, P.C.

Joseph A. Scafetta Jr.
C. Irvin McClelland
Registration No. 21,124

Joseph A. Scafetta, Jr.
Registration No. 26,803



22850

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application

JUL 08 2002

2001年 3月 2日

出願番号

Application Number:

特願2001-058513

[ST.10/C]:

[JP2001-058513]

出願人

Applicant(s):

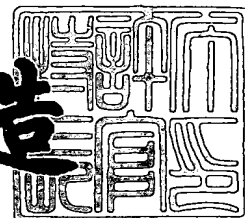
株式会社豊田中央研究所
トヨタ自動車株式会社

RECEIVED
JUL 10 2002
GROUP 3600

2002年 3月12日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

及川耕造



出証番号 出証特2002-3016552

【書類名】 特許願

【整理番号】 TC1-0512

【提出日】 平成13年 3月 2日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 9/18

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4 1 番地の1 株
式会社豊田中央研究所内

【氏名】 羽田 昌敏

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4 1 番地の1 株
式会社豊田中央研究所内

【氏名】 鈴木 秀之

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4 1 番地の1 株
式会社豊田中央研究所内

【氏名】 西澤 博幸

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4 1 番地の1 株
式会社豊田中央研究所内

【氏名】 樽谷 一郎

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4 1 番地の1 株
式会社豊田中央研究所内

【氏名】 長沢 裕二

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4 1 番地の1 株
式会社豊田中央研究所内

【氏名】 大澤 正敬

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 岩月 邦裕

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 中脇 康則

【特許出願人】

【識別番号】 000003609

【氏名又は名称】 株式会社豊田中央研究所

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100075258

【弁理士】

【氏名又は名称】 吉田 研二

【電話番号】 0422-21-2340

【選任した代理人】

【識別番号】 100081503

【弁理士】

【氏名又は名称】 金山 敏彦

【電話番号】 0422-21-2340

【選任した代理人】

【識別番号】 100096976

【弁理士】

【氏名又は名称】 石田 純

【電話番号】 0422-21-2340

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 001753

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置であって、

駆動プーリの推力と、従動プーリの推力の推力比を検出し、この推力比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御するベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置

【請求項 2】 請求項 1 に記載の装置において、

前記推力比の変化における傾きの変化点付近になるように、プーリ推力を制御するベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置。

【請求項 3】 請求項 1 または 2 に記載の装置において、

前記プーリ推力を所定の周期で変更し、推力比の変化状態を検出するベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置。

【請求項 4】 請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 つに記載の装置において、

前記推力比は、駆動プーリおよび従動プーリの推力を制御する油圧を計測することによって検出するベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置。

【請求項 5】 請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 つに記載の装置において、

前記推力比は、駆動プーリおよび従動プーリの推力を制御する油圧の指令値から検出するベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置。

【請求項 6】 請求項 1 ～ 5 のいずれか 1 つに記載の装置において、

前記推力比に代えて、推力比に駆動プーリと従動プーリのベルト掛かり径の比を乗算して算出した平均摩擦係数比を採用し、この平均摩擦係数比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御するベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置。

【請求項 7】 駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無断变速機のプーリ推力制御装置であって、

推力比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御する制御マップを修正するプー

り推力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】

本発明は、駆動プーリ（プライマリプーリ）と従動プーリ（セカンダリプーリ）とをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無断変速機のプーリ推力制御装置、特にそのプーリのベルト挟み込み圧力である推力制御に関する。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】

従来より、自動車などの動力伝達における変速機に、変速比を連続的に変更可能な無断変速機が知られている。この無断変速機としては、駆動プーリ（プライマリプーリ）と従動プーリ（セカンダリプーリ）とをベルトで接続し、この駆動プーリおよび従動プーリの実効径を変更するベルト式無断変速機が広く採用されている。

【 0 0 0 3 】

このベルト式無断変速機では、略円錐形状のシーブを向かい合わせてプーリを形成し、シーブ間距離を変更することでプーリの実効径を変更する。このプーリ実効径の変更のためのシーブの駆動には通常油圧が用いられ、この油圧によるプーリのベルト挟圧力（プーリ推力）を制御している。また、ベルトは、多数のブロックをひも状のフープで固定したタイプのものが利用される。

【 0 0 0 4 】

このようなベルト式無断変速機においては、変速比を決定するために一方のプーリ（例えば駆動プーリ）の推力が決定され、他方のプーリ（例えば従動プーリ）において滑りが発生しないようにプーリ推力が決定される。

【 0 0 0 5 】

ここで、この従動プーリにおけるプーリ推力は、十分大きくすればベルト滑りを確実に防止できるが、動力伝達の効率が悪くなるという問題がある。一方、プーリ推力を小さくするとベルト滑りが発生し、動力伝達が十分行えなくなるとい

う問題があった。

【0006】

すなわち、図22に示すように、ベルト滑りが発生せずにトルクを伝達できる伝達許容トルクに対する実際に伝達する伝達トルクの比（伝達トルク／伝達許容トルク）が大きくなるに従って、伝達効率が上がるとともにベルト滑り率も少しずつ上昇する。そして、この比が1.0に近づいたときに、ベルト滑り率が急激に上昇してマクロスリップが発生し、これに従って伝達効率も落ちるという特性を示す。

【0007】

従来は、ベルト滑りを検出し、これが所定量になるようにプーリ推力を設定していた。これによって、ベルト滑りを抑制し、伝達効率を高めることができる。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、このような従来のプーリの推力制御においては、ベルト滑りそのものを観測しているため、ある程度の滑りを許容することになる。そして、外乱が入ったり、プーリの伝達トルクに大きな変化があった場合等に、大きなベルト滑り（マクロスリップ）が発生しやすいという問題があった。

【0009】

本発明は、上記課題に鑑みなされたものであり、適切なプーリ推力制御が行えるベルト式無断変速機のプーリ推力制御装置を提供することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】

本発明は、駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無断変速機のプーリ推力制御装置であって、駆動プーリの推力と、従動プーリの推力の推力比を検出し、この推力比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御することを特徴とする。

【0011】

推力比のピークはベルトの大きな滑り（マクロスリップ）が発生する少し前の段階にある。また、動力の伝達効率のピークもこの近辺にある。そこで、推力比

の変化状態に応じてプーリ推力を制御することによって、適切なプーリ推力制御が行える。

【 0 0 1 2 】

また、前記推力比の変化における傾きの変化点付近になるように、プーリ推力を制御することが好適である。推力比ピークはマクロスリップ発生の直前にあり、動力伝達効率の最高点もマクロスリップ発生の直前にある。そこで、この制御によって、適切なプーリ推力制御が行える。

【 0 0 1 3 】

また、前記プーリ推力を所定の周期で変更し、推力比の変化状態を検出することが好適である。このようにプーリ推力を周期的に変更することで、推力比ピークを容易に検出できる。

【 0 0 1 4 】

また、前記推力比は、駆動プーリおよび従動プーリの推力を制御する油圧を計測することによって検出することが好適である。油圧の計測によって、プーリ推力を容易に計測することができる。

【 0 0 1 5 】

また、従動プーリ推力と推力比との位相の変化状態により推力余裕を容易に検出できる。

【 0 0 1 6 】

また、前記推力比は、駆動プーリおよび従動プーリの推力を制御する油圧の指令値から検出することが好適である。これによって、油圧センサなどの検出手段を省略することができる。

【 0 0 1 7 】

また、前記推力比に代えて、推力比に駆動プーリと従動プーリのベルト掛かり径の比を乗算して算出した平均摩擦係数比を採用し、この平均摩擦係数比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御することが好適である。

【 0 0 1 8 】

平均摩擦係数比は、速度比に応じて変化するため、変速比が変化しても好適な推力制御を行うことができる。

【 0 0 1 9 】

また、本発明は、駆動プーリと従動プーリとをベルトで接続し、両プーリの実効径を変更することで変速比が連続的に変更可能であるベルト式無断変速機のプーリ推力制御装置であって、推力比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御する制御マップを修正することを特徴とする。これによって、常に最適な推力制御を行うことができる。

【 0 0 2 0 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態について、図面に基づいて説明する。

【 0 0 2 1 】

「第 1 実施形態」

図 1 は、第 1 実施形態の全体構成を示す図である。エンジンからの入力軸 1 0 には、シーブ 1 2 a、1 2 b からなる駆動プーリ 1 2 が接続されている。この駆動プーリ 1 2 は、固定シーブ 1 2 a と可動シーブ 1 2 b からなり、この可動シーブ 1 2 b が油圧装置 1 4 からの油圧で移動可能になっている。なお、油圧装置 1 4 からの油圧は、油圧制御弁 1 5 によって調整できる。従って、油圧制御弁 1 5 を制御することで、可動シーブ 1 2 b の軸方向位置を制御することができる。なお、シーブ 1 2 a、1 2 b は、略円錐状であり、対向する面同士の間隔が外側に向けて広がっている。そこで、油圧装置 1 4 からの油圧によって可動シーブ 1 2 b が固定シーブ 1 2 a に近づくことによって、両シーブ 1 2 a、1 2 b の間隔が狭くなり、プーリ 1 2 の実効径が大きくなる。反対に、油圧装置 1 4 からの油圧によって可動シーブ 1 2 b が固定シーブ 1 2 a から離れることによって、両シーブ 1 2 a、1 2 b の間隔が広くなり、駆動プーリ 1 2 の実効径が大きくなる。

【 0 0 2 2 】

駆動プーリ 1 2 には、ベルト 1 6 が掛けられ、これによって駆動プーリ 1 2 と従動プーリ 1 8 が接続されている。このベルト 1 6 は、平板状のブロックを多数積層し、これをフープで締め付けて構成されている。

【 0 0 2 3 】

また、従動プーリ 1 8 は、駆動プーリ 1 2 と同様の構成を有しており、略円錐

状の固定シーブ18aと可動シーブ18bが対向して配置されており、可動シーブ18bが油圧装置20によって移動可能になっている。従動プーリ18においても、可動シーブ18bが固定シーブ18a側に近づくことによって、従動プーリ18の実効径が大きくなり、離れることによって実効径が小さくなる。また、従動プーリ18には、車輪に動力を伝達する出力軸22が接続されている。

【0024】

そして、駆動プーリ12と、従動プーリ18の油圧圧力を制御することによって、駆動プーリ12と従動プーリ18の実効径を決定し、変速比を制御する。ここで、本実施形態では、駆動プーリ12において、変速比を決定するための油圧制御を行い、従動プーリ18において、最適伝達効率での動力伝達のための油圧制御を行う。なお、この油圧により発生する力は、ベルト16を挟んだ駆動プーリ12および従動プーリ18におけるベルト16を挟む軸方向の力であり、これをプーリ推力と呼ぶ。すなわち、駆動プーリ12および従動プーリ18のプーリ推力を適切なものに制御することによって、指令に応じた変速比とするとともに、ベルト16の滑りを防止しつつ、動力伝達効率を適切なものに維持する。

【0025】

次に、このような制御のための構成について説明する。まず、速度比指令値決定手段30は、車速、アクセル踏み込み量などの車両情報に基づいて、変速比に対応する駆動プーリ12と、従動プーリ18との回転速度比である速度比指令値を決定する。この速度比指令値は、駆動側油圧指令値決定手段32に供給される。一方、入力軸10の回転数は駆動側回転数検出手段34によって検出され、出力軸22の回転数は従動側回転数検出手段36で検出され、これら回転数が速度比算出手段38に供給され、ここで入力軸10と、出力軸22の速度比が算出される。算出された速度比は駆動側油圧指令値決定手段32に供給される。

【0026】

駆動側油圧指令値決定手段32は、速度比指令値決定手段30から供給される速度比指令値と、速度比算出手段38から供給される実際の速度比を比較し、駆動側油圧指令値を決定する。油圧を上昇することで、駆動プーリ12の実効径を大きくでき変速比が大きくなるため、指令通りの速度比になるように油圧指令値

を決定する。なお、速度比と変速比は一对一の関係にあり、いずれかの用語を適宜使用する。

【 0 0 2 7 】

決定された油圧指令値は、駆動側油圧指令値調整手段 4 0 に供給される。この駆動側油圧指令値調整手段 4 0 には、油圧装置 1 4 の出力油圧である駆動側油圧を検出する駆動側油圧検出手段 4 2 の油圧検出値が供給されており、駆動側油圧指令値調整手段は、油圧指令値と、油圧検出値とに基づいて駆動側油圧制御弁 1 5 を制御して油圧装置 1 4 による油圧をフィードバック制御する。

【 0 0 2 8 】

また、駆動側回転数検出手段 3 4 と、駆動側油圧検出手段 4 2 の検出値は、駆動プーリ推力算出手段 4 4 に供給される。駆動側回転数検出手段 3 4 は、油圧からプーリ 1 2 の軸方向の力を計算するとともに、回転数から遠心力を計算し、駆動プーリ 1 2 によるベルト 1 6 への締め付け力である駆動プーリ推力を算出する。

【 0 0 2 9 】

一方、従動側の油圧装置 2 0 の油圧は従動側油圧検出手段 4 6 によって検出され、従動プーリ推力算出手段 4 8 に供給される。この従動プーリ推力算出手段 4 8 には、従動側回転数検出手段 3 6 の検出値も供給されており、従動プーリ推力算出手段 4 8 はこれら検出値から従動プーリにおける推力を算出する。

【 0 0 3 0 】

そして、駆動プーリ推力算出手段 4 4 で算出された駆動プーリ 1 2 の推力と、従動プーリ推力算出手段 4 8 に算出された従動プーリ 1 8 の推力は、推力比算出手段 5 0 に供給され、ここで駆動プーリ推力／従動側推力により推力比が算出される。

【 0 0 3 1 】

推力比算出手段 5 0 で算出された推力比は、推力比変化状態同定手段 5 2 に供給される。推力比変化状態同定手段 5 2 には、従動プーリ推力算出手段 4 8 からの従動プーリ 1 8 の推力も供給されており、これらに基づいて推力変化に応じた推力比の変化状態を同定する。

【0032】

この推力比変化状態同定手段52の出力は、従動側油圧指令値決定手段54に供給される。従動側油圧指令値決定手段は、供給される推力比の変化状態から、推力の変化に応じた推力比の変化の方向が反転する場所（推力比のピークの場合）を検出し、この点に従動プーリ18の推力を制御するべく油圧指令値を決定する。決定された油圧指令値には、油圧加振手段56からの低周波の加振信号が加算され、これが従動側油圧指令値調整手段58に供給される。すなわち、加振信号によって、従動側油圧指令値は、目標値のまわりで周期的に変化することになる。

【0033】

従動側油圧指令値調整手段58には、従動側油圧検出手段46からの検出値が供給されており、従動側油圧指令値調整手段58は、油圧装置20の油圧が指令通りになるように従動側油圧制御弁60をフィードバック制御する。

【0034】

このように、本実施形態においては、駆動プーリ12によって、駆動側と従動側の速度比（変速比）が指令通りになるように駆動プーリ12の推力を制御する。一方、従動側では、従動プーリ推力と駆動側推力の比である、推力比の従動側推力の変化に対する変化状態から、これが変化する点（ピーク）に位置するように従動プーリ推力を制御する。

【0035】

ここで、この推力比の変化状態に基づく推力制御について説明する。図2に速度比（1以上）と入力トルクが一定という条件の下で、従動プーリ推力を変更したときの推力比および駆動プーリ、従動プーリ内のアクティブアーク変化率の特性を示す。ここで、アクティブアークは、プーリにおける動力伝達に寄与する部分をいう。

【0036】

図における右側の従動プーリ推力を十分高くした条件から従動プーリ推力を徐々に低下させてアクティブアークおよび各プーリ推力を検出する実験を行った。従動プーリ推力を減少することによって、アクティブアークは徐々に増加するが

、推力比は、図において破線で示した点（ピーク）まで増加し、その後低下する。

【0037】

図3～図8には、ベルト16位置に応じたベルトの伝達（ブロック押しつけ力）およびフープ張力の状態を示している。ここで、ベルト位置A～Bは、ベルト16が駆動プーリ12に巻き付いているが、ベルト16の移動力（ブロック押しつけ力）には寄与していない部分、B～Cは駆動プーリ側のアクティブアーク、D～Eは、従動プーリ側の単に巻き付いている部分、E～Fが従動側アクティブアークである。そして、駆動プーリ上におけるフープ張力の面積からアクティブアークのブロック押しつけ力を減算した $P1 + P2$ の面積が駆動プーリに作用する推力（駆動プーリ推力）、従動プーリ上におけるフープ張力の面積からアクティブアークのブロック押しつけ力を減算した $S1 + S2$ の面積が従動プーリに作用する推力（従動プーリ推力）である。また、各プーリにおけるフープ張力のうち、 $P1$ 、 $S1$ はフープ張力がブロック押しつけ力より大きな領域、 $P2$ 、 $S2$ はフープ張力がブロック押しつけ力より小さな領域である。なお、アクティブアークの上方に位置しているフープ張力の面積が、伝達トルク（ブロック押しつけ力）に対応して必要なベルト16への力である。

【0038】

図3、図4は、従動プーリ18の推力を十分大きなものとして、推力に余裕のある状態を示している。この状態では、全体的にフープ張力が十分大きい。このため、アクティブアークは小さくても必要なブロック押しつけ力を得ることができる。

【0039】

図5、図6は、図3、図4の状態から推力を減少させた状態を示している。この場合、アクティブアークの面積の変化はそれほど小さくなく、推力のうち $P1$ 、 $S1$ の減少が支配的である。減少度合いとしては、 $P1$ の減少量 $\Delta P1 > S1$ の減少量 $\Delta S1$ であるが、 $P2$ の面積が $S2$ の面積より十分に大きい（ $P2 \gg S2$ ）。このため、推力比 $(P1 + P2) / (S1 + S2)$ は、増加する。

【0040】

図7、図8は、図5、図6の状態からさらに推力を減少した状態を示している。この状態では、アクティブアークの増加が大きくなり、特にP2の減少とS2の増加が支配的になる。従って、推力比 $(P1 + P2) / (S1 + S2)$ は、減少する。

【0041】

このように、アクティブアークの変化率が大きくなるときに、増加していた推力比が減少し始める。この点は、ベルト16の大きな滑り（マクロスリップ）が生じ始める若干前の段階である。すなわち、図22において、伝達効率が最高となる点の近傍である。

【0042】

なお、この現象は、速度比が1以下の場合や、推力が一定で入力トルクが増加して推力余裕が減少する場合にも生じることが確認されている。

【0043】

図9には、各種の速度比における従動プーリ推力（セカンダリ推力）に応じた推力比および伝達効率の特性を示す。このように、従動プーリ推力を下げていくと、大きな滑り（マクロスリップ）が始まり、伝達効率が急激に落ちる。しかし、この直前において、推力比ピークを迎える。この推力比ピークは、伝達効率が最大効率に至る少し前であるが効率は十分高い点である。特に、速度比が小さい場合には、推力比のピークは伝達効率のピークより前であるが、速度比が大きくなると推力比ピークは伝達効率の最大の点に近づく。また、速度比が大きいほど、推力減少による伝達効率の増加が大きい。従って、速度比が大きい場合において、推力比ピークに推力を制御することによる伝達効率改善の効果が大きいと考えられる。従って、高速巡航時において、本実施形態の制御の効果が大きいことが分かる。

【0044】

このような現象について、オイラー理論を用いて説明できる。図10は、オイラー理論による現象の説明図であり、アクティブアークが急激に増加し始める位置に推力比ピークが存在することが分かる。これより、推力比ピーク付近にプーリ推力（セカンダリ推力）を制御することで、マクロスリップの発生を防止しつ

つ、動力伝達効率の高い点に推力を制御できることが分かる。なお、アクティブアークが100%に達すると、大きな滑り（マクロスリップ）が始まるため、プーリ推力（セカンダリ推力）をこの点より高く維持することは重要である。

【0045】

本実施形態では、従動プーリ18における推力を油圧加振手段56によって変化させ、これにともなる推力比の変化状態を検出する。そして、この変化状態が増加と減少の間で変化する点（推力比ピーク）を見つけ、この点に従動プーリ推力をコントロールする。そこで、ベルト16のマクロスリップの発生を防止しつつ、動力伝達効率を最高点付近に維持することができる。

【0046】

次に、推力比の変化状態（推力比ピーク）から推力制御値を決定する手法の具体例について説明する。

【0047】

(i) 位相変化を検出する手法

推力制御を行うプーリ推力と、推力比の位相を $\pm 180^\circ$ の範囲で推定するために2次以上のモデルを持ち、モデルのパラメータを逐次型最小自乗法で推定する。なお、1次のモデルでは、位相を $\pm 90^\circ$ の範囲でしか推定できない。

【0048】

まず、プーリ推力に正弦波を入力したときの推力比変化を同定モデル（2次）に入力し、逐次最小自乗法によりモデルパラメータを推定する。そして、推定されたモデルパラメータを用い、同定モデルの所定周波数における位相を推定する。

【0049】

推定位相（位相遅れ）が所定以上変化したポイントあるいは推定位相が所定値に達したポイントを推定比ピークとし、これより位相が進んでいる領域を同位相、遅れている領域を逆位相とする。逆位相領域は、推力余裕がある領域であり、同位相領域は推力余裕がなくなっている領域である。

【0050】

そこで、この加振周波数に対する同定モデルの推定位相が同相であればプーリ

推力（従動プーリ推力：セカンダリ推力）を減少し、逆相であればプーリ推力を増加させるように制御すればよい。

【0051】

（ii）ゲイン変化を検出する手法

上述の（i）と同様に2次以上のモデルを用いて、ここにプーリ推力および推力比を入力して、モデルパラメータを逐次最小自乗法で推定する。そして、同定モデルの所定周波数におけるゲインを求め、プーリ推力を減少させていくときに、モデルのゲインが検証傾向から増加傾向に転じたポイントを推力比ピークとする。

【0052】

すなわち、プーリ推力を減少させていくときにゲインが減少または維持される領域は推力余裕がある領域であり、プーリ推力を減少させていくときにゲインが増加する領域は推力余裕がなくなっている領域である。

【0053】

（iii）位相およびゲインを用いる手法

上述の（i）と同様に2次以上のモデルを用いて、モデルパラメータを逐次最小自乗法で推定する。そして、同定モデルの所定周波数における位相とゲインの両方を利用して、推力比ピークを求める。すなわち、（i）、（ii）の両方のチェック結果に応じて推力ピークを求める。これによって、より適切な制御が行える。

【0054】

（iv）勾配0の検出による手法

プーリ推力を下げていったときに推力変化を検出し、推力比の勾配が0になったポイントを推力比ピークとする。プーリ推力を下げていったときに推力比の勾配が増加方向であれば推力余裕のある領域であり、プーリ推力を下げていったときに推力比の勾配が減少方向であれば推力余裕がなくなっている領域である。

【0055】

（v）推力比の最大を検出する手法

基本的には、上述の（iv）と同様であるが、プーリ推力を下げていったとき

に推力変化を検出し、この最大値を検出する。

【 0 0 5 6 】

ここで、(i)の手法が現実的であり、これについて図 1 1 に基づいて、説明する。従動プーリ推力と、算出された推力比は、推力比変化状態同定手段 5 2 の逐次型最小自乗同定部 5 2 a に入力され、ここで 2 次以上の同定モデルについてのモデルパラメータが最小自乗法によって推定される。そして、推定されたモデルパラメータは位相算出部 5 2 b に入力され、ここで推定されたモデルパラメータを利用して所定周波数における位相を算出する。この周波数は、加振周波数に対応したものである。

【 0 0 5 7 】

なお、逐次最小自乗法自体は一般的に知られた手段であり、例えば「システム制御情報ライブラリー 9 システム同定入門、pp.71-86、朝倉書店（1994/5）に解説されているため、その説明を省略する。

【 0 0 5 8 】

そして、得られた推定位相は、従動側油圧指令値決定手段 5 4 の推力操作量マップ 5 4 a に入力される。この推力操作量マップ 5 4 a は、予め位相に対する推力操作量（油圧）を記憶しているものであり、推定位相の入力によって対応する操作量を出力する。次に、出力された操作量は、加算器 5 4 b に入力され、ここで 1 周期前の推力指令値に加算され、推力指令値（油圧指令値）が得られる。

【 0 0 5 9 】

このように、推力操作量マップ 5 4 a を予め用意しておくことで、位相に対する油圧操作量を適切なものにできる。また、油圧操作量の決定には、推力操作量マップ 5 4 a を用いる方法の他に、目標位相を維持するように、PID 制御などのフィードバック制御を用いてもよい。

【 0 0 6 0 】

次に、従動プーリ推力（油圧）を正弦波で加振した場合の推力比の変化について、図 1 2、1 3 に基づいて説明する。

【 0 0 6 1 】

従動プーリ推力に対する推力比の値は、図 1 2 に示すとおりであり、推力を下

げていくと、推力比は徐々に上昇し、ピークを越えると急激に減少する。

【 0 0 6 2 】

推力に余裕のあるピークの右側の領域における正弦波の入力（A）に対する推力比出力（A）は、図に示すように、ゲインは小さく、逆位相である。一方、ピークを越えた後の入力（B）に対する推力比出力（B）は、図に示すようにゲインが大きく、同位相になる。従って、上述の（i）～（v）ような手法は、このような変化を検出している。

【 0 0 6 3 】

ここで、図 1 3 には、従動プーリ推力の加振周波数（セカンダリ油圧加振周波数）に対するゲイン（dB）、位相（dB）の変化について示している。これより、加振周波数 1 ～ 1 0 Hz 程度の範囲では、推力比ピークを越えた推力余裕がない場合のゲインおよび位相がその他推力比ピーク前のものと離れていて識別可能であることが分かる。特に、位相の変化では、加振周波数 1 ～ 1 0 Hz 程度で、推力比ピークを容易に判定できることが分かる。

【 0 0 6 4 】

実際に、従動プーリ推力を推力比ピークを目標に制御した場合の実験結果を図 1 4 に示す。まず、制御が開始されることによって、位相の推定が開始される。この時点で、従動プーリ推力は十分高いため、位相は逆位相になる。一方、制御の開始によって油圧が減少し、伝達効率がアップする。そして、推力比位相を同位相と逆位相の境である -90° （所定の位相遅れ）に制御することで、油圧を適切な値として、伝達効率をアップできることが確認できた。

【 0 0 6 5 】

また、油圧加振手段 5 6 を取り除き、油圧（推力）を意図的には振動させなくてもよい。すなわち、積極的な加振手段を設けなくても、実際の制御においては、油圧は変動し、ここにはいろいろな周波数がのっている。そこで、その中で、好適な数 Hz（例えば 2 Hz）の周波数についての応答を検出することで、上述と同様の処理を行うことができる。

【 0 0 6 6 】

この油圧加振手段 5 6 を省略した場合の制御結果を図 1 5 に示す。このように

、油圧を積極的に加振しなくても、従動プーリ 1 8 の推力を制御して、推力比ピークに維持することができる。

【 0 0 6 7 】

「他の構成例」

次に、従動プーリにおいて速度比を制御する場合の構成例を図 1 6 に示す。この図 1 6 の例では、従動プーリ 1 2 により速度比を制御し、駆動プーリ 1 2 において、推力比をピークに維持するように駆動プーリ 1 2 の推力を制御する。

【 0 0 6 8 】

このために、従動側油圧指令値決定手段 5 4 は、速度比指令値決定手段 3 0 および速度比算出手段 3 8 からの信号に基づいて従動側油圧指令値を決定する。一方、推力比変化状態同定手段 5 2 は、推力比算出手段 5 0 からの推力比と駆動プーリ推力算出手段 4 4 からの駆動プーリ推力とから、推力比の駆動側 1 2 の推力変化に対する変化状態を同定する。そして、この同定結果に基づいて、駆動側油圧指令値決定手段 3 2 が駆動側油圧を決定する。さらに、この駆動側油圧指令値に対し、油圧加振手段 5 6 からの加振信号が加えられ、駆動側油圧が加振される。

【 0 0 6 9 】

このように、この実施形態では、駆動側油圧を制御して、推力比がピークに付近になるように駆動側推力を制御する。これによっても、上述の実施形態と同様の作用効果が得られる。

【 0 0 7 0 】

なお、このように、駆動プーリ 1 2 と従動プーリ 1 8 のいずれを速度比決定のために利用し、推力制御用に利用するかは、任意に選択できるものであり、以下の実施形態のいずれもこの図 1 6 の構成を採用することができる。

【 0 0 7 1 】

図 1 7 に、油圧指令値を用いて推力を推定する実施形態を示す。この実施形態においては、従動側油圧検出手段 4 6 および駆動側油圧検出手段 4 2 を省略している。また、油圧検出値がないため、検出値に基づくフィードバック制御ができないため、駆動側油圧指令値調整手段 4 0 および従動側油圧指令値調整手段 5 8

も省略されている。

【 0 0 7 2 】

そして、従動側油圧制御弁 6 0 に供給される油圧指令値を従動プーリ推力算出手段 4 8 に供給し、駆動側油圧制御弁 1 5 に供給される油圧指令値を駆動プーリ推力算出手段 4 4 に供給している。

【 0 0 7 3 】

ここで、油圧指令値と推力比の関係を調べた結果を図 1 8 に示す。このように、油圧指令値を徐々に減少していくことで、推力比の変化状態が得られる。これより、油圧指令値が油圧検出値とほぼ同等に取り扱えることが分かる。なお、油圧指令値については、ローパスフィルタにより、高周波成分を除去している。

【 0 0 7 4 】

このように、油圧に油圧指令値を代用しても、同様の作用効果が得られることが分かる。

【 0 0 7 5 】

図 1 9 には、回転変動が小さいと仮定できる場合の構成例が示されている。この構成では、駆動側回転数検出手段 3 4 からの回転数の駆動プーリ推力算出手段 4 4 への供給が省略され、また従動側回転数検出手段 3 6 からの回転数の従動プーリ推力算出手段 4 8 への供給が省略されている。従って、駆動プーリ推力算出手段 4 4 および従動プーリ推力算出手段 4 8 では、回転数を考慮せずにプーリ推力を算出するが、回転数の影響が少ないため問題はない。低速走行時などでは、この手法が好適であり、これによって演算負荷を大幅に減少できる。

【 0 0 7 6 】

図 2 0 には、駆動トルク変動を用いて推力比をピークに制御する構成例を示す。この例では、入力軸 1 0 において伝達している駆動トルクを駆動トルク検出手段 7 0 によって検出する。また、駆動トルク加振手段 7 2 によって、駆動トルクに数 H z 程度の振動が与えられる。

【 0 0 7 7 】

そして、推力比変化状態同定手段 5 2 は、駆動トルクの変化に対する推力比の変化状態から適切なプーリ推力を算出する。すなわち、上述した例では、駆動ト

ルクが一定として、プーリ推力と推力比の関係を調べているが、駆動トルクについて所定の変動を与え、その変動に対応する推力比の応答をみれば、プーリ推力を変動させて推力比の変動をみたものと等価になる。すなわち、駆動トルクを大きくすることは、プーリ推力を小さくしたものと等価である。そこで、駆動トルクを大きくしたことに対する推力比の変化状態に基づいて、プーリ推力を制御することで、推力比をピークに維持することができる。ここで、入力である駆動トルクの位相と、出力である推力比の位相の関係は、図 1 の場合とは反対となっており、従って、駆動トルクの加振の位相と、出力である推力比の位相が同位相であれば推力に余裕があり、推力を減少させ、逆位相であれば推力が不足していないため推力を上昇すればよい。

【 0 0 7 8 】

なお、この場合においても、駆動トルクを意図的に振動させる必要はなく、駆動トルク加振手段 7 2 を省略することもできる。

【 0 0 7 9 】

また、図 2 0 の例では、駆動トルクを変動させたが、これに代えて、地面からの外乱による推力比変化からプーリ推力を制御することもできる。

【 0 0 8 0 】

例えば、地面からの外乱によるタイヤに対する負荷トルクを検出し、これに対する推力比の変動を検出し、これと推力比の関係からプーリ推力を制御することができる。これは、駆動トルクを変動させるのと基本的に同様の手法である。

【 0 0 8 1 】

また、地面からの外乱により、タイヤ回転数が減少すると、従動プーリ回転数減少により遠心油圧が減少する。この回転数の減少はプーリ推力を減少させたことに対応する。そこで、タイヤ回転数または従動プーリ回転数の変動と、推力比の変動の関係から、推力比が所定値に維持できるようにプーリ推力を制御すればよい。なお、駆動プーリは速度比を制御するために駆動プーリ推力が制御される。

【 0 0 8 2 】

さらに、上述の例では、いずれも推力比ピークを維持するように制御を行った

。この推力比に代えて、平均摩擦係数の比を採用することもでき、これによっても、推力最適化制御が行える。

【0083】

各変数を、 T_i = 入力トルク、 μ_p = 駆動プーリとベルト間の平均摩擦係数、 F_p = 駆動プーリの推力、 R_p = 駆動プーリにおけるベルト掛かり径、 I_p = 駆動プーリの回転慣性、 dN_p = 駆動プーリの回転角速度、 T = ベルトが伝達しているトルク、 μ_s = 従動プーリとベルト間の平均摩擦係数、 F_s = 従動プーリの推力、 R_s = 従動プーリにおけるベルト掛かり径と定義する。

【0084】

この場合、

【数1】

$$T_i = I_p \cdot dN_p + \mu_p \cdot F_p \cdot R_p = I_p \cdot dN_p + T$$

$$T = \mu_s \cdot F_s \cdot R_s$$

$$\mu_p = (T_i - I_p \cdot dN_p) / (F_p \cdot R_p)$$

$$\mu_s = (T_i - I_p \cdot dN_p) / (F_s \cdot R_s)$$

となる。

【0085】

ここで、平均摩擦係数の比をとると、

【数2】

$$\mu_s / \mu_p = F_p \cdot R_p / F_s \cdot R_s = (F_p / F_s) \cdot (R_p / R_s)$$

となる。

【0086】

変速比を一定とした場合、掛かり径の比 R_p / R_s は一定となるので、推力比 F_p / F_s と、平均摩擦係数の比 μ_s / μ_p は、比例することになり、平均摩擦係数比を推力比に代えることができる。

【0087】

従って、推力比に代えて平均摩擦係数の比を用いても、上述と同様のプーリ推力最適化制御が可能になる。特に、平均摩擦係数の比を用いることにより、変速比を代えた場合の推力比の変化をキャンセルすることができる。すなわち、上述

の掛かり径の比を考慮することで、変速比がいずれであっても平均摩擦係数の比をみればよいことになる。

【 0 0 8 8 】

図 2 1 には、平均摩擦係数の比からプーリ推力を制御するための構成が示されている。ベルト掛かり径検出手段 8 0 は、駆動プーリ 1 2 および従動プーリ 1 8 のベルト掛かり径をそれぞれ検出する。

【 0 0 8 9 】

このベルト掛かり径検出手段 8 0 としては、ベルトの掛かり径をベルトブロックの頂部位置として検出することが考えられる。これは、光学式、磁気式などの非接触変位計で計測することが可能である。また、プーリの軸方向位置によりシープ間距離が決定され、これによってベルト掛かり径が決定される。そこで、プーリ軸方向位置を測定してもよい。さらに、変速比から算出してもよい。

【 0 0 9 0 】

ベルト掛かり径検出手段の検出値は、平均摩擦係数比算出手段 8 2 に供給される。この摩擦係数比算出手段 8 2 には、推力比算出手段 5 0 からの推力比も供給されており、ここで上述の数 2 に記載された式により、推力比を平均摩擦係数の比に置き換える。そして、得られた平均摩擦係数の比が平均摩擦係数比変化状態同定手段 8 4 に供給され、ここで平均摩擦係数の比がピーク付近に位置するようにプーリ推力を制御する。この推定手法は上述の推力比ピークの算出と同様に行うことができる。そして、この平均摩擦係数の比のピークについてのデータが従動側油圧指令値決定手段 5 4 に供給され、油圧指令値が決定される。

【 0 0 9 1 】

このように、平均摩擦係数の比を利用することによって、上述のように変速比が異なってもプーリ推力を最適制御することができる。

【 0 0 9 2 】

さらに、上述の実施形態においては、推力比ピークまたは平均摩擦係数比のピークを検出し、これらがピーク位置になるようにプーリ推力を制御した。しかし、これらの関係をマップに記憶しておき、推力比を決定する各種条件から最適推力を直接出力できるようにしてもよい。また、このマップは、実際の走行状態に

応じて算出した推力比ピークににんじて学習して書き換えることが好適である。これによって、高速な応答を確保できるとともに、演算したのと同様に推力比、平均摩擦係数比のピークになるようにプリー推力比を制御することができる。

【 0 0 9 3 】

また、図 2 3 は、プリー推力を制御する油圧の指令値を、エンジン回転速度 N_e 、エンジントルク T_e 、変速比 γ などを引数とした制御マップによって与える形式の制御系において、推力被ピーク推定法を用いて制御マップを修正することができるプリー推力制御の構成を示したものである。この例は、駆動プリー 1 2 により速度比（変速比）制御のための油圧（プライマリ油圧）制御を行い、従動プリー 1 8 においてプリー推力制御のための油圧（セカンダリ油圧）制御を行う。

【 0 0 9 4 】

変速比（速度比）にんじてプライマリ油圧を制御するプライマリ制御系 1 0 0 からのプライマリ油圧は駆動プリー 1 2 に供給される。一方、セカンダリ油圧制御系 1 0 2 からのセカンダリ油圧は従動プリー 1 8 に供給される。

【 0 0 9 5 】

そして、プライマリ油圧およびセカンダリ油圧が推力比ピーク推定器 1 0 4 に供給され、この推力比ピーク推定器 1 0 4 が供給両油圧から推力比の変化状態を検出し、プリー推力比ピークにん対応するセカンダリ油圧を推定する。推定された推力比ピークに該当するセカンダリ油圧指令値は、スイッチ 1 0 6 に供給される。

【 0 0 9 6 】

一方、推力比ピーク推定器 1 0 4 の出力は、安全率乗算器 1 0 8 で安全率（1 より若干大きい数字）を乗算した後制御マップ（セカンダリ油圧制御マップ） 1 1 0 に供給される。この制御マップ 1 1 0 は、エンジン回転速度 N_e 、エンジントルク T_e 、変速比 γ を引数として、推力比ピークにん対応するセカンダリ油圧指令値を出力するものである。そして、推力比ピーク推定器 1 0 4 から供給される値（セカンダリ油圧指令値）と、そのとき出力しようとするセカンダリ油圧指令値の関係から制御マップを修正する。そして、制御マップ 1 1 0 の出力であるセ

カンダリ油圧指令値もスイッチ 1 0 6 に供給される。

【 0 0 9 7 】

スイッチ 1 0 6 は、推力比ピーク推定器 1 0 4 における推定期間中のみ、推力比ピーク推定器 1 0 4 からのセカンダリ油圧指令値を選択し、他の期間は制御マップ 1 1 0 からのセカンダリ油圧指令値をセカンダリ油圧制御系 1 0 2 に供給する。

【 0 0 9 8 】

実際に車両に搭載して制御する場合には、制御マップ 1 1 0 を用いてセカンダリ油圧を制御した方が処理が容易であり、通常走行時はこの制御系を用いる。一方、車両には、個体差があり、一般的な制御マップをそのまま適用することはできない。そこで、所定のテスト走行により、推力比ピークの推定を行い、この結果に基づいて制御マップ 1 1 0 を修正し、その後の走行では、制御マップ 1 1 0 を利用してセカンダリ油圧を制御する。さらに、車両の特性は経時変化する。そこで、定期的に推力比ピーク推定器 1 0 4 による推定を行い、制御マップ 1 1 0 を更新修正する。

【 0 0 9 9 】

このような、制御マップ 1 1 0 の修正について、以下に説明する。

【 0 1 0 0 】

まず、上述のように。通常走行時は、プーリ推力を制御する油圧の指令値（セカンダリ油圧指令値）は、制御マップ 1 1 0 からの値を採用する。

【 0 1 0 1 】

そして、適宜推力比ピーク推定器 1 0 4 を利用した推定を行う。この手順は、個体差の修正の場合も同様である。

【 0 1 0 2 】

学習時（推力ピーク推定時）は、スイッチ 1 0 6 を推力比ピーク推定器 1 0 4 からのセカンダリ油圧指令値を採用する。そして、プーリ推力が徐々に下がるように油圧指令値をゆっくり、例えばランプ波形状に変化させ、このときのプーリ推力比の変化を観測し、推力比ピークを迎えた時点の油圧指令値を記録する。

【 0 1 0 3 】

ここで、プーリ推力比のピークはプーリ推力比の勾配の変化で求めてもよいし、推定位相が所定値以上になった時点をとってもよい。また、推定位相が所定値以上変化した時点をとってもよい。

【0104】

この油圧指令値の記録を終了した場合には、スイッチ106により油圧指令値をセカンダリ油圧制御マップ110からの値に戻す。そして、推力比ピークを迎えた時点で参照される制御マップ110の値（制御マップ110において出力される値）を、記録した制御指令値に所定の安全率を掛けた値となるように、書き換える。

【0105】

このようにして、制御マップ110をそのときの状態に基づいて、書き換えることができ、制御マップ110を適切なマップに維持することができる。

【0106】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明によれば、推力比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御する。この推力比のピークはベルトの大きな滑り（マクロスリップ）が発生する少し前の段階にある。また、動力の伝達効率のピークもこの近辺にある。そこで、推力比の変化状態に応じてプーリ推力を制御することによって、適切なプーリ推力制御が行える。

【0107】

また、推力比ピークはマクロスリップ発生の直前にあり、動力伝達効率の最高点もマクロスリップ発生の直前にある。そこで、前記推力比の変化における傾きの変化点付近となるように、プーリ推力を制御することによって、適切なプーリ推力制御が行える。

【0108】

また、プーリ推力を周期的に変更することで、推力比ピークを容易に検出できる。

【0109】

また、駆動プーリおよび従動プーリの推力を規定する油圧を計測することによ

って、プーリ推力を容易に計測することができる。

【0 1 1 0】

また、駆動プーリおよび従動プーリの推力を規定する油圧の指令値から検出することによって、油圧センサなどの検出手段を省略することができる。

【0 1 1 1】

また、前記推力比に代えて、推力比に駆動プーリと従動プーリのベルト掛かり径の比を乗算して算出した平均摩擦係数比を採用し、この平均摩擦係数比の変化状態に基づいてプーリ推力を制御することが好適である。平均摩擦係数比は、速度比に応じて変化するため、変速比が変化しても好適な推力制御を行うことができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 実施形態に係るベルト式無断変速機のプーリ推力制御装置の全体システム構成を示す図である。

【図 2】 従動プーリ推力に対する推力比およびアクティブアークの関係を示す図である。

【図 3】 推力に余裕がある場合のブロック押しつけ力を示す図である。

【図 4】 推力に余裕がある場合のフープ張力、プーリ推力を示す図である。

【図 5】 推力が低下した場合のブロック押しつけ力を示す図である。

【図 6】 推力に低下した場合のフープ張力、プーリ推力を示す図である。

【図 7】 推力がさらに低下した場合のブロック押しつけ力を示す図である。

【図 8】 推力にさらに低下した場合のフープ張力、プーリ推力を示す図である。

【図 9】 推力と伝達効率、推力比の関係を示す図である。

【図 1 0】 オイラー理論による減少を説明する図である。

【図 1 1】 推力指令値の生成のための構成を示す図である。

【図 1 2】 推力比の特性を示す図である。

【図 1 3】 油圧加振周波数と位相、ゲインの関係を示す図である。

【図 1 4】 油圧、伝達効率、推力比位相の関係を示す図である。

【図 1 5】 油圧を加振しない場合の推力比位相と油圧位相の関係を示す図である。

【図 1 6】 従動側で速度比を制御する場合のシステム構成を示す図である。

【図 1 7】 油圧指令値を用いて推力を推定する場合のシステム構成を示す図である。

【図 1 8】 油圧指令値を用いた推力比特性を示す図である。

【図 1 9】 回転数が小さいと仮定できる場合のシステム構成を示す図である。

【図 2 0】 駆動トルク変動を利用する場合のシステム構成を示す図である。

【図 2 1】 平均摩擦係数比を利用する場合のシステム構成を示す図である。

【図 2 2】 伝達トルクとベルト滑り率および伝達効率の関係を示す図である。

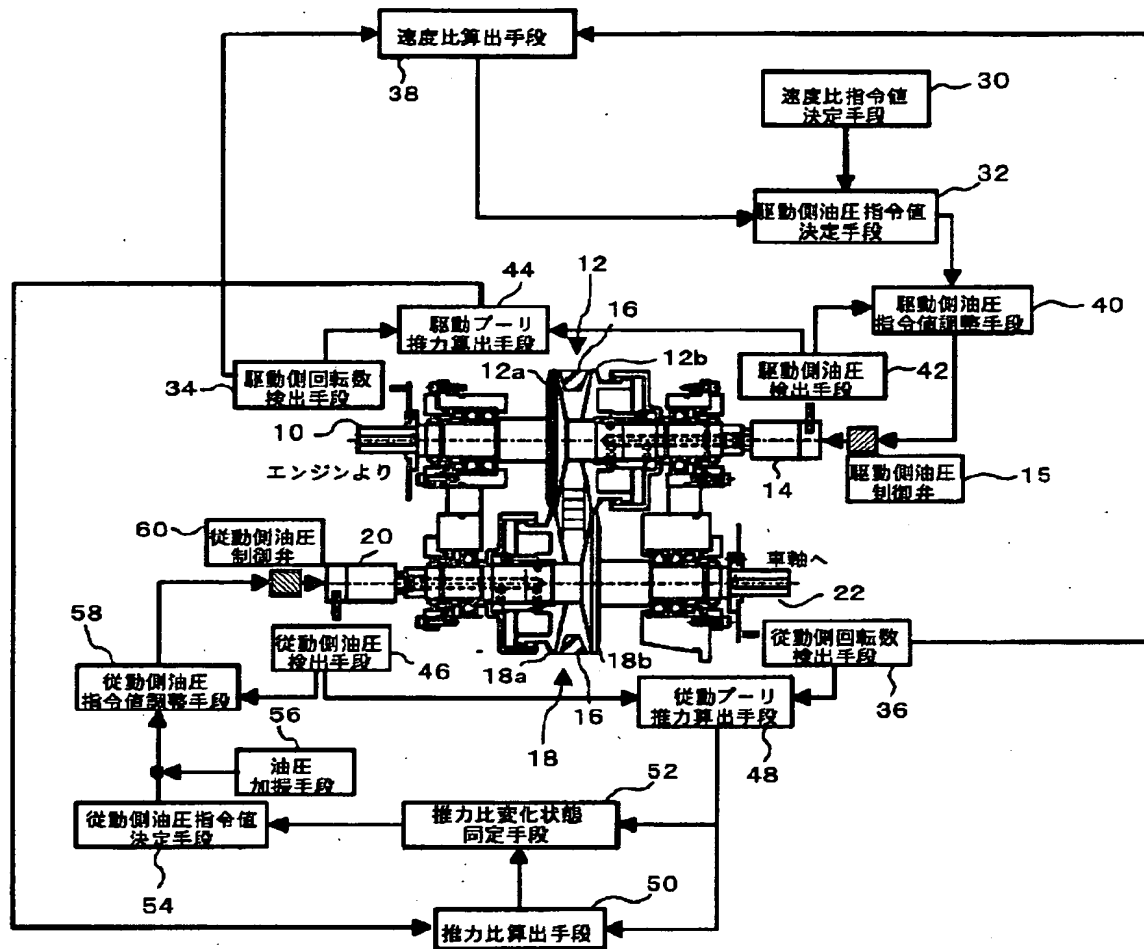
【図 2 3】 制御マップ 1 1 0 の更新のための構成を示す図である。

【符号の説明】

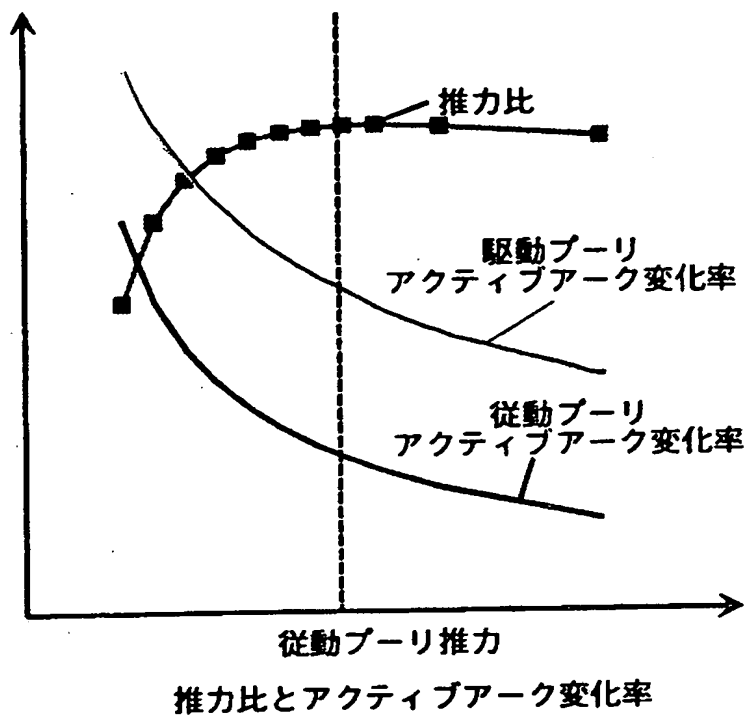
1 0 入力軸、1 2 駆動プーリ、1 6 ベルト、1 8 従動プーリ、4 4 駆動プーリ推力算出手段、4 8 従動プーリ推力算出手段、5 0 推力比算出手段、5 2 推力比変化状態同定手段、5 4 従動側油圧指令値決定手段、5 6 油圧加振手段、5 8 従動側指令値調整手段、6 0 従動側油圧制御弁。

【書類名】 図面

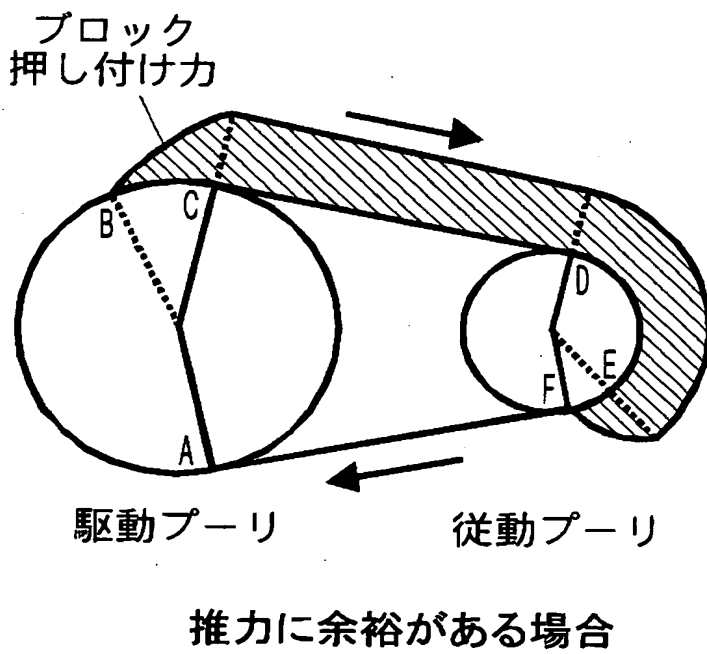
【図1】



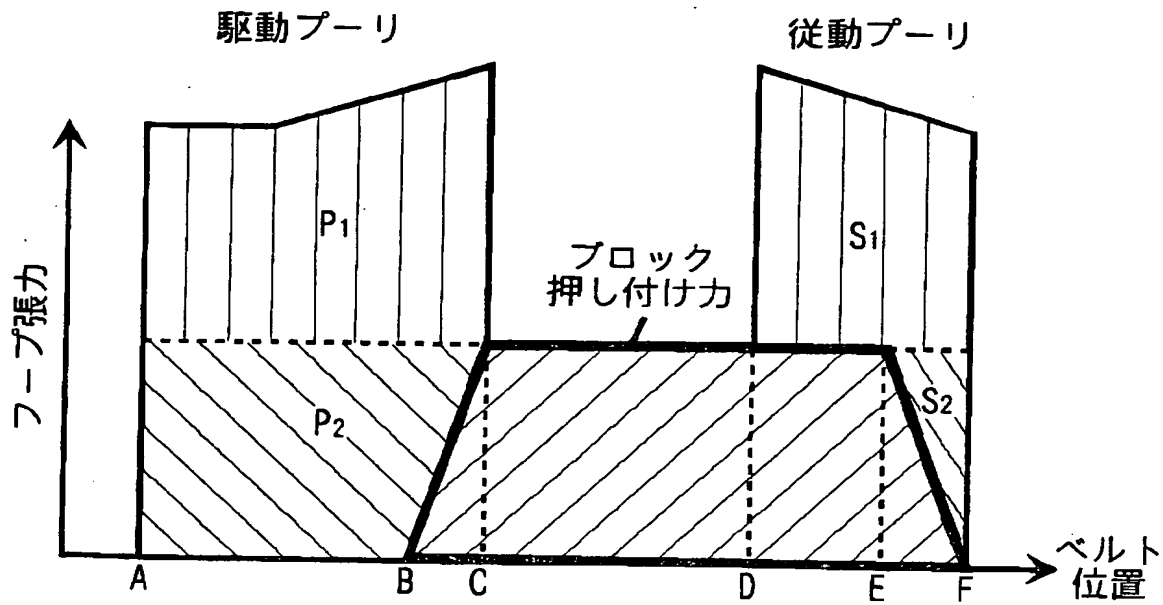
【図 2】



【図 3】

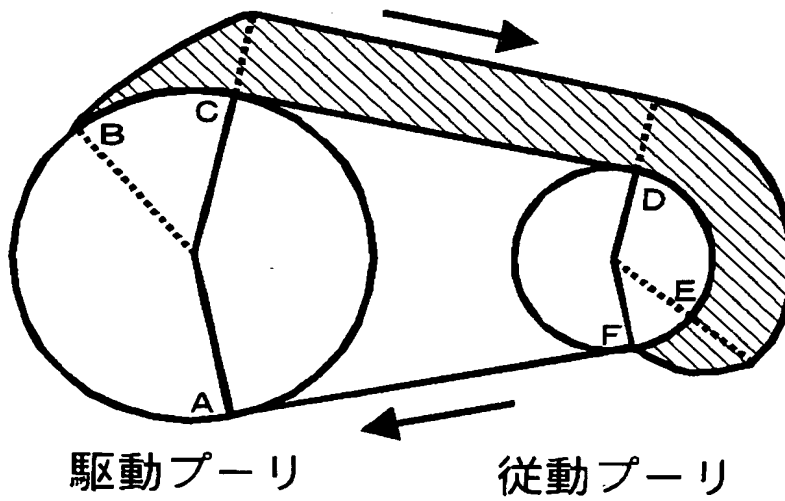


【図4】



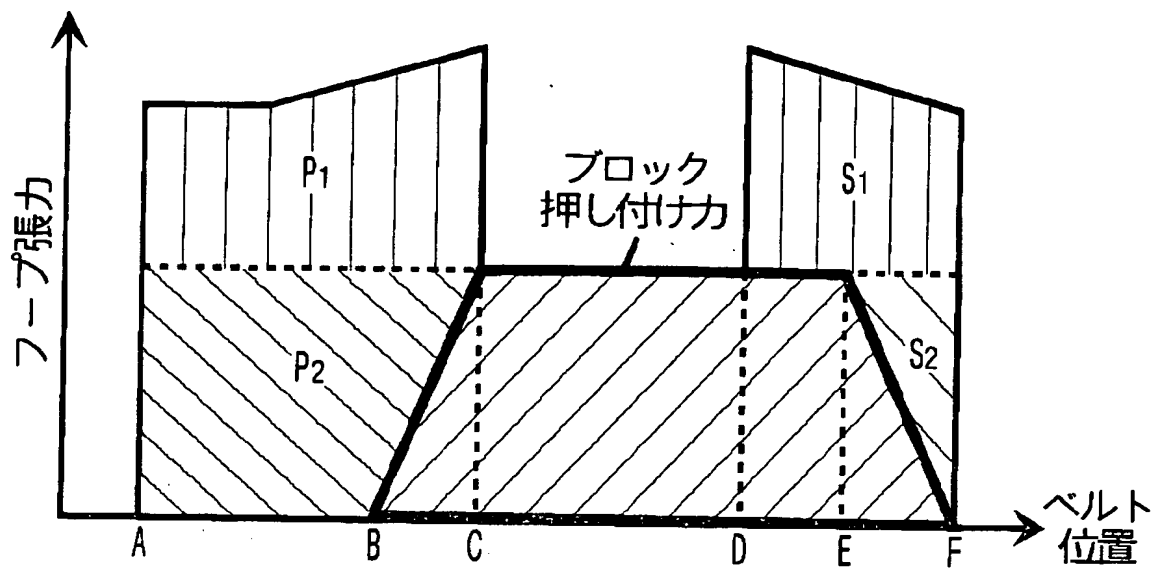
推力に余裕がある場合の推力比

【図5】



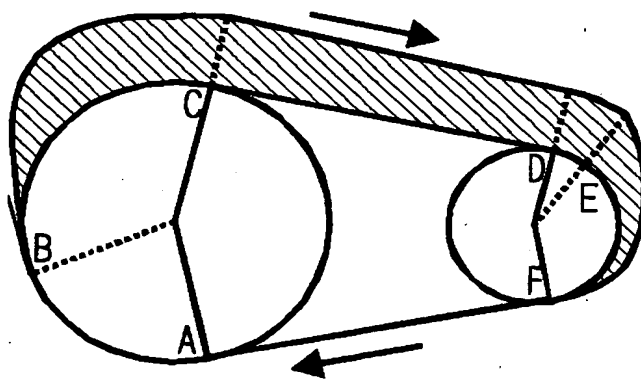
推力が低下した場合

【図 6】



推力が低下した場合の推力比

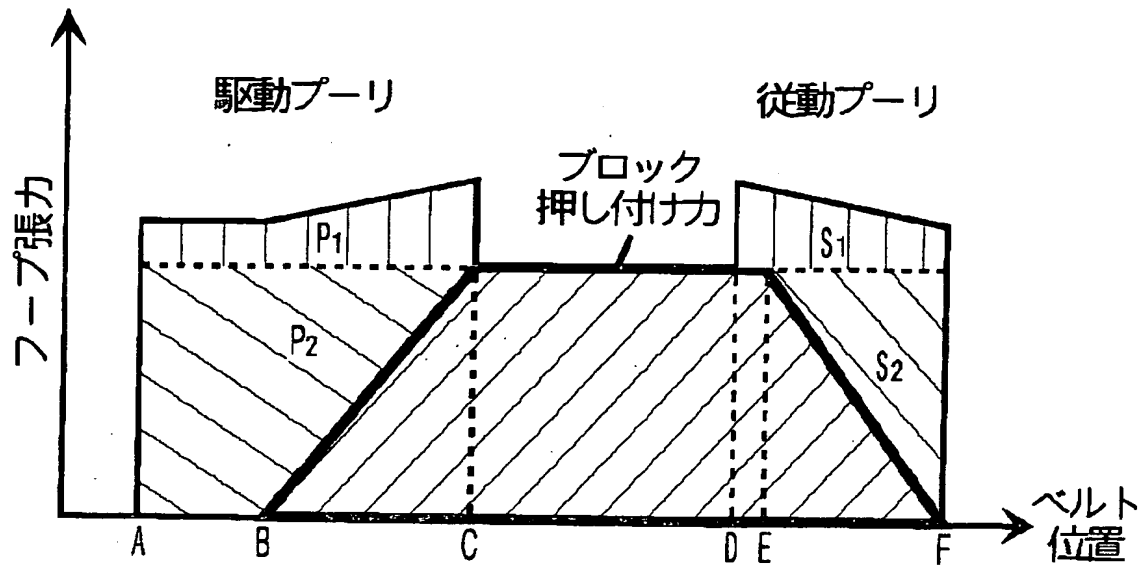
【図 7】



駆動プーリ 従動プーリ

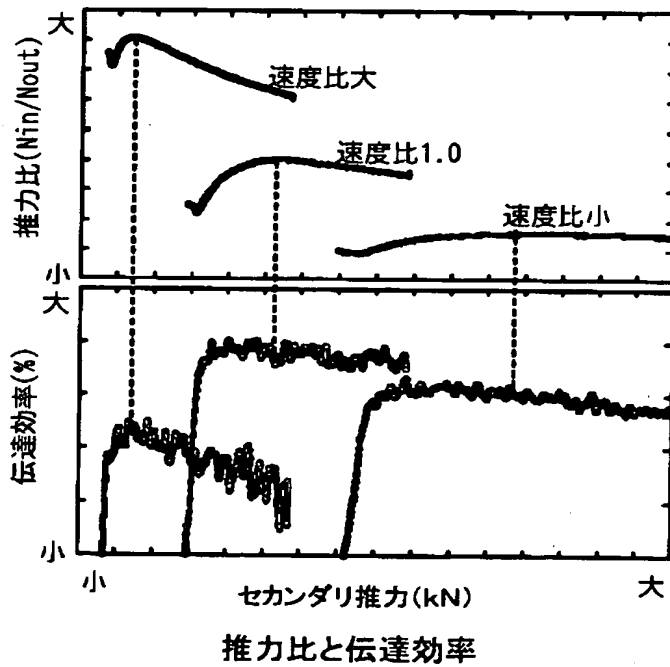
さらに推力が低下した場合

【図 8】

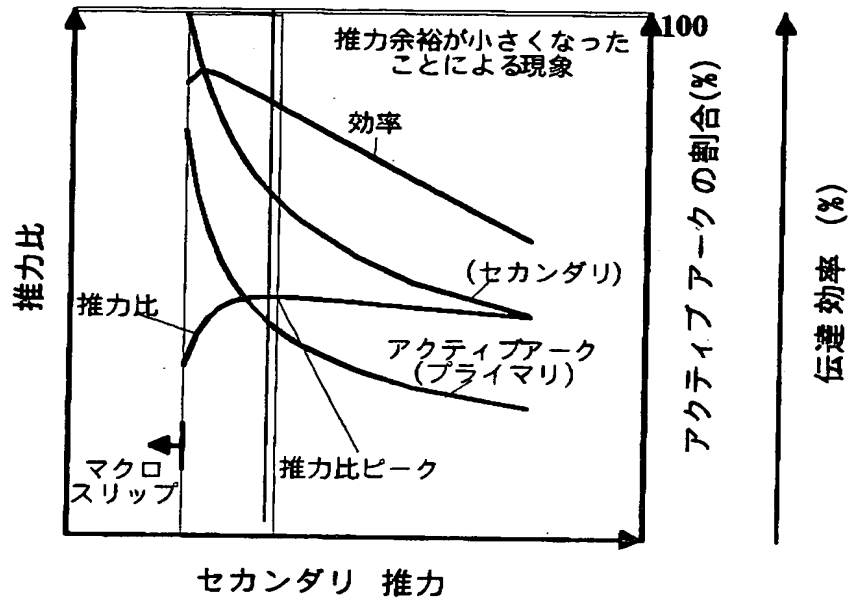


さらに推力が低下した場合の推力比

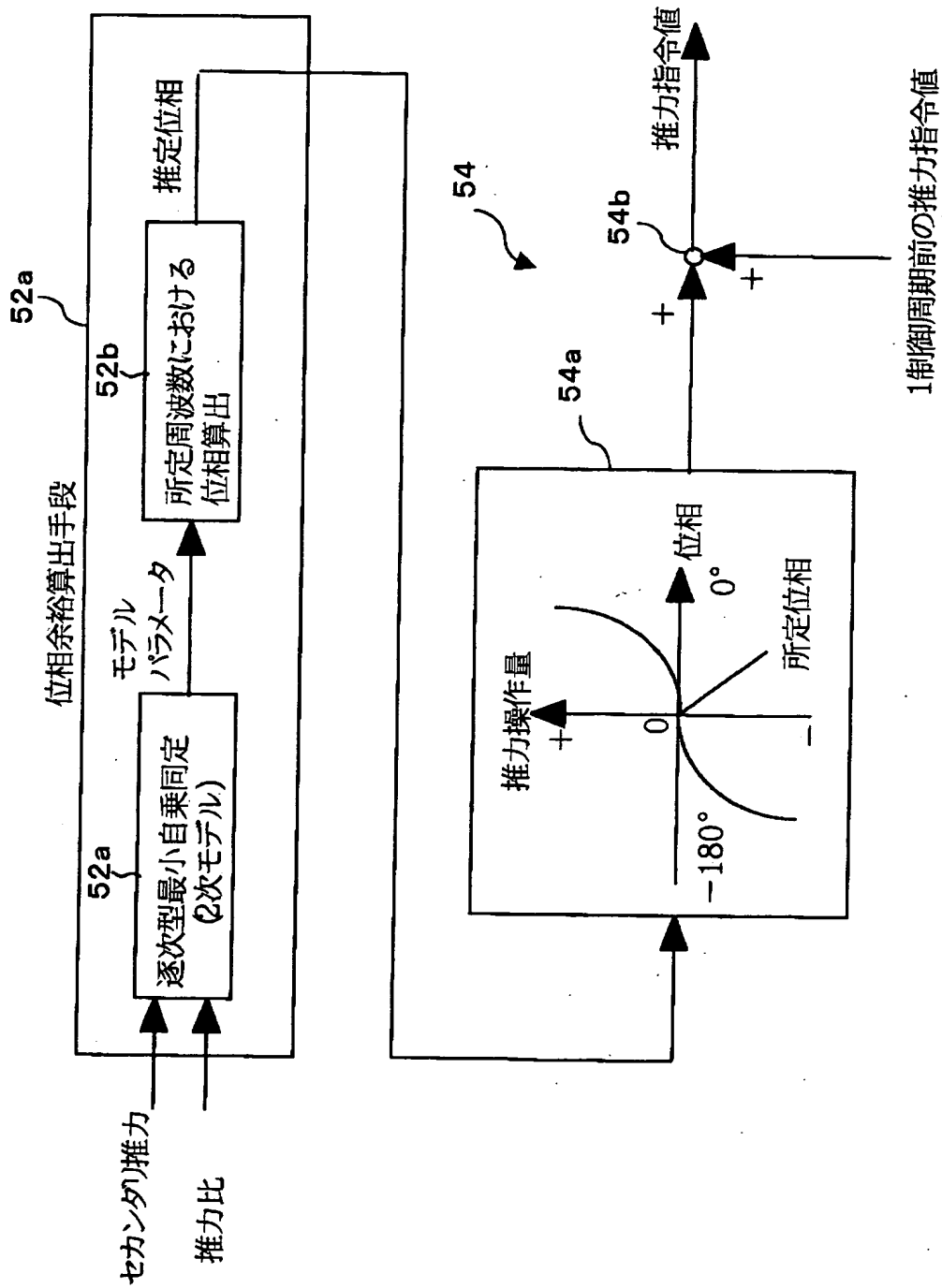
【図 9】



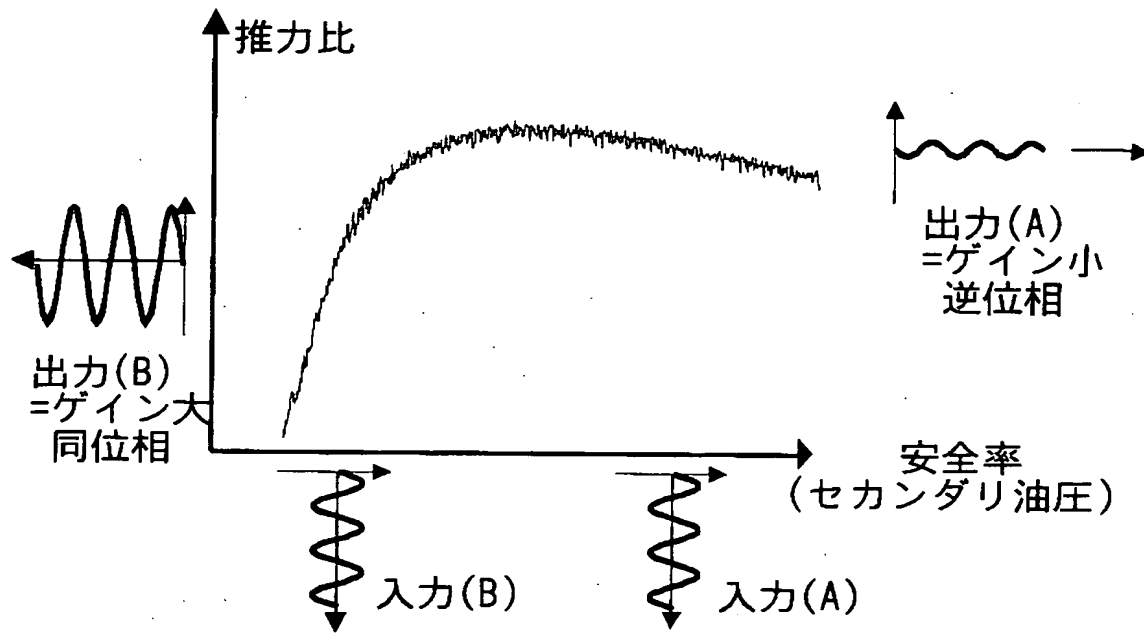
【図10】



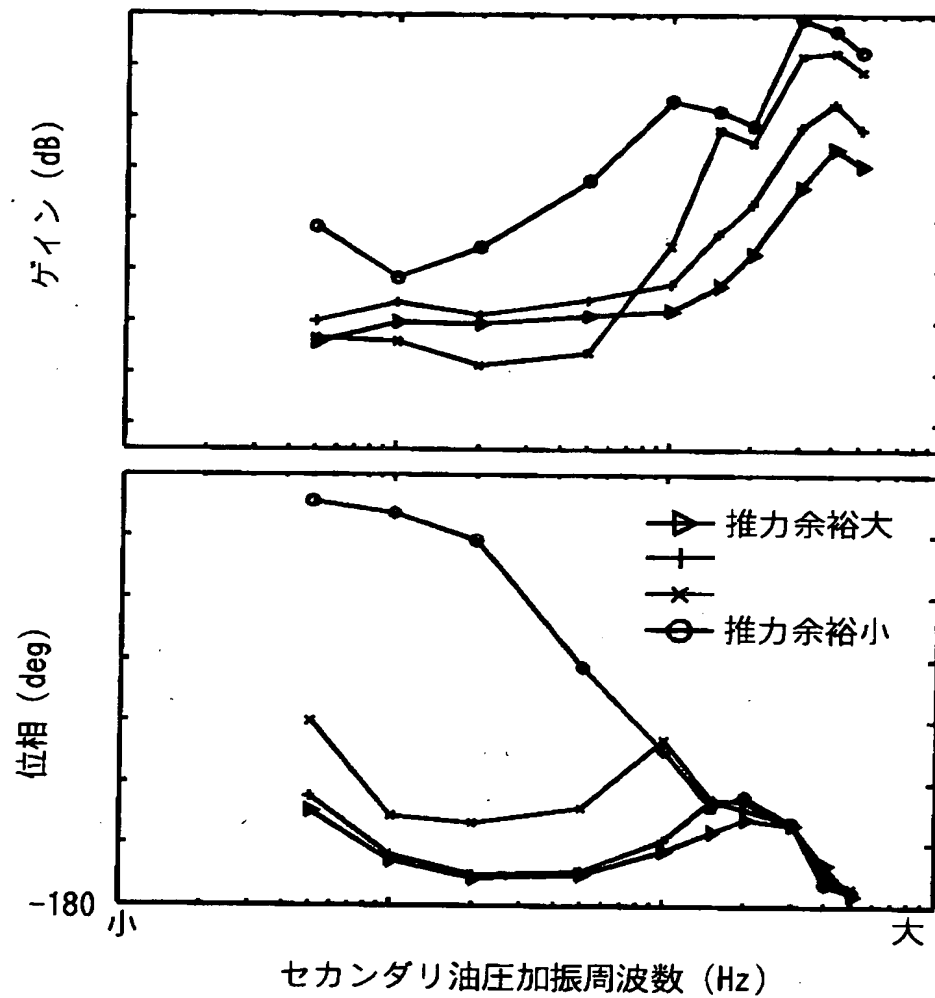
【図 11】



【図 1 2】

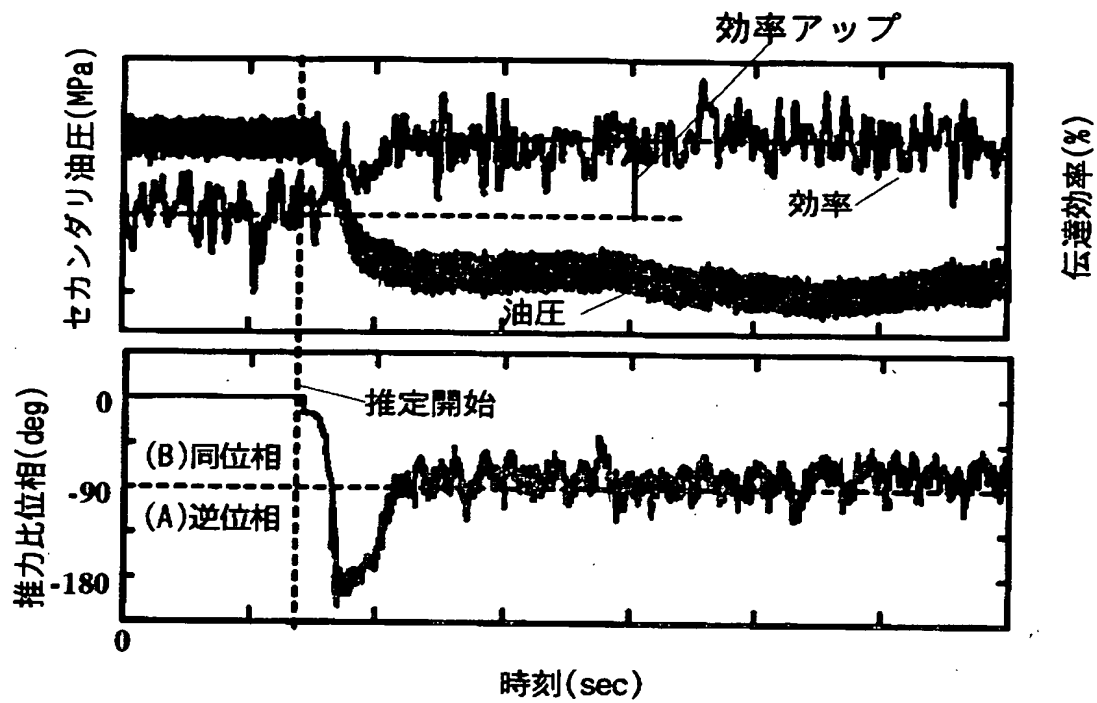


【図 1 3】

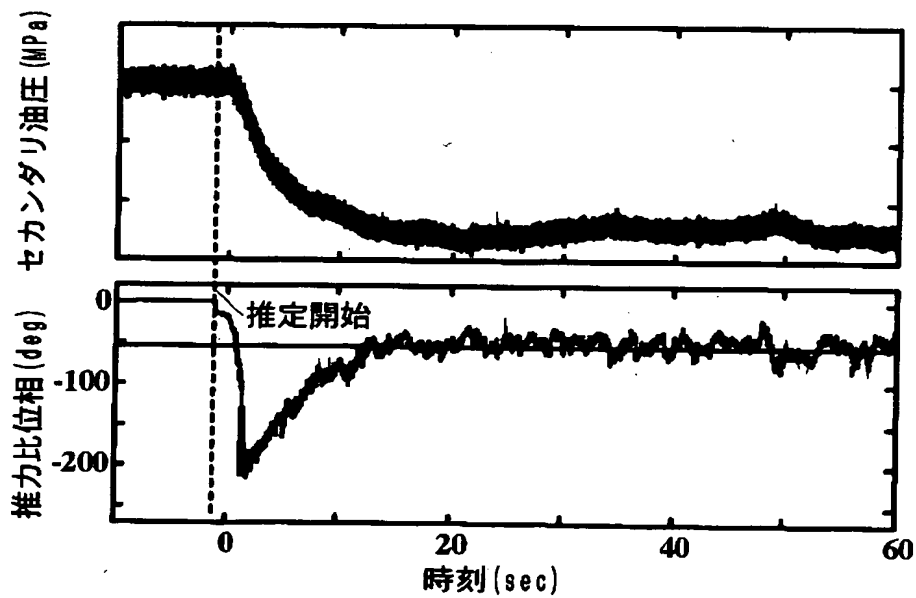


油圧－推力比伝達特性

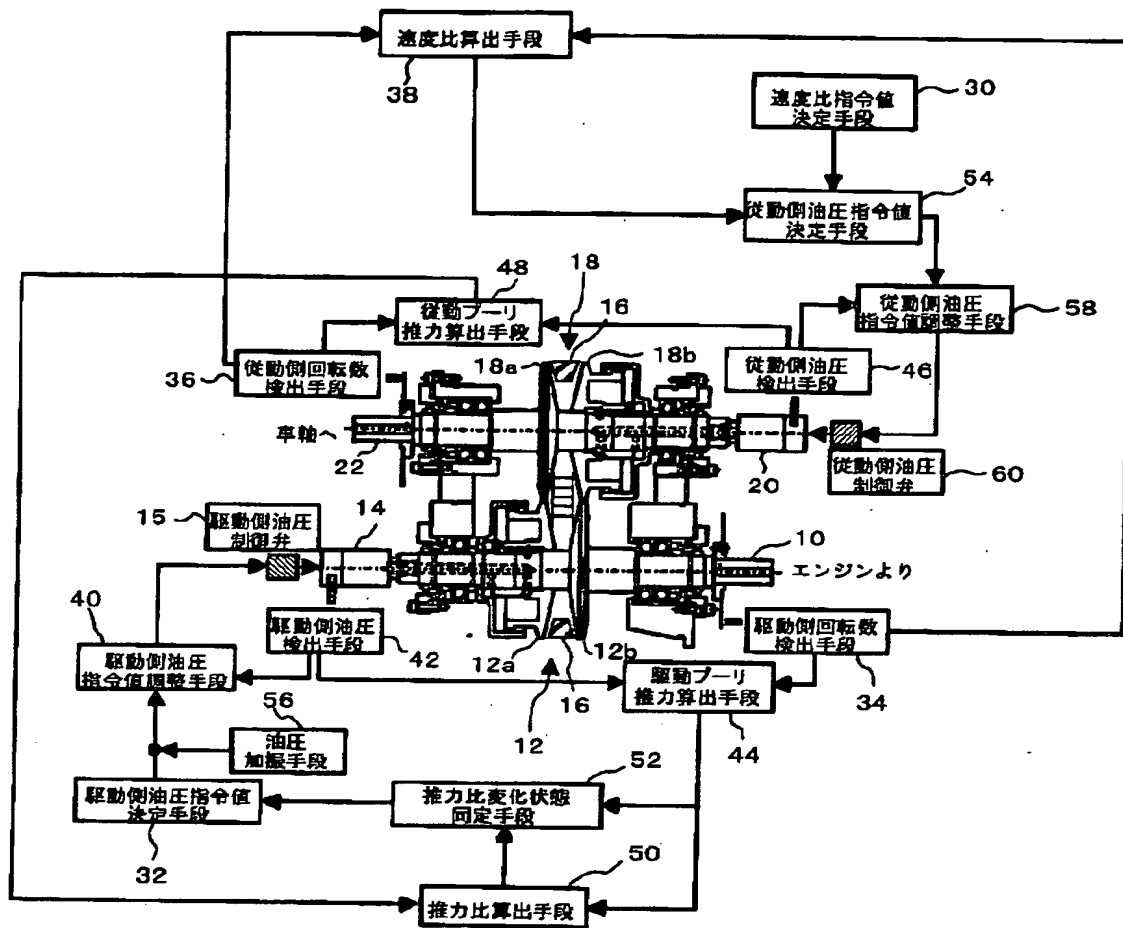
【図 14】



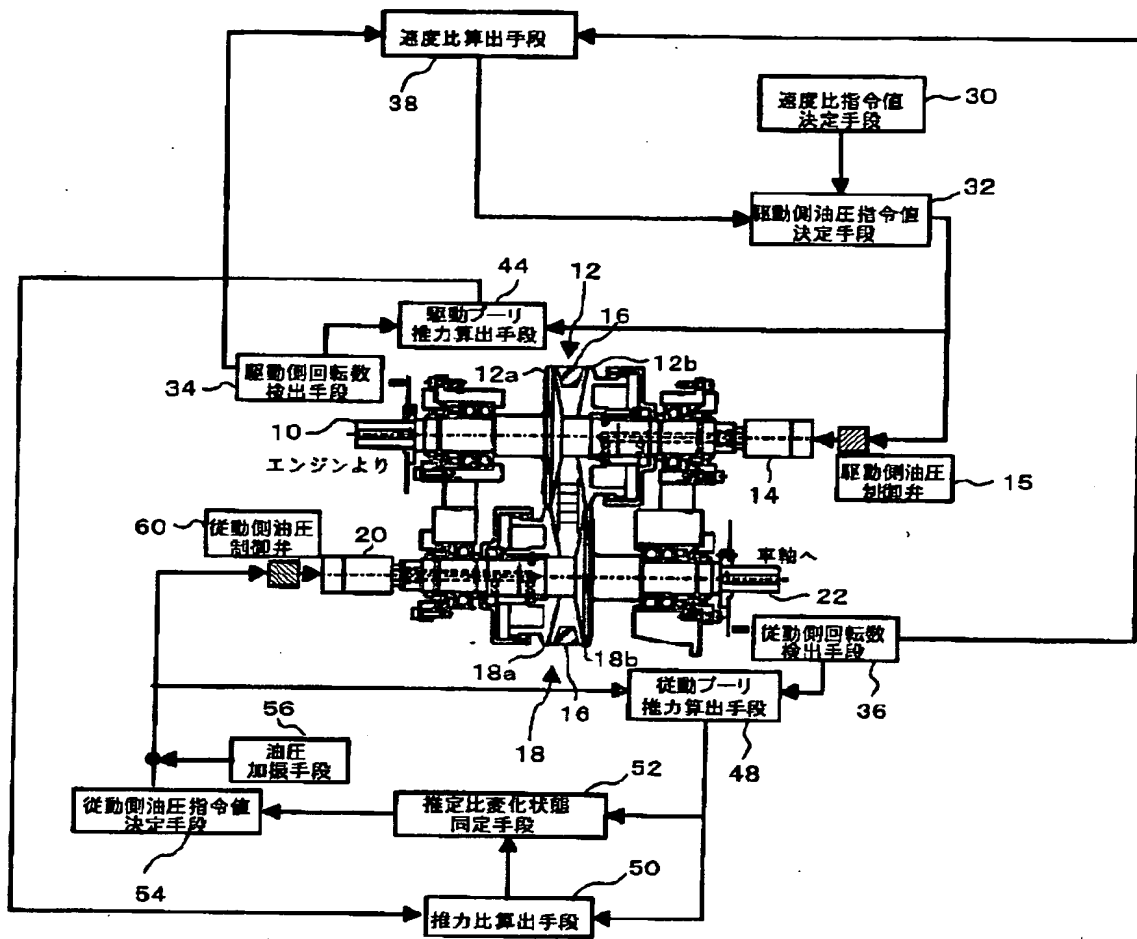
【図 15】



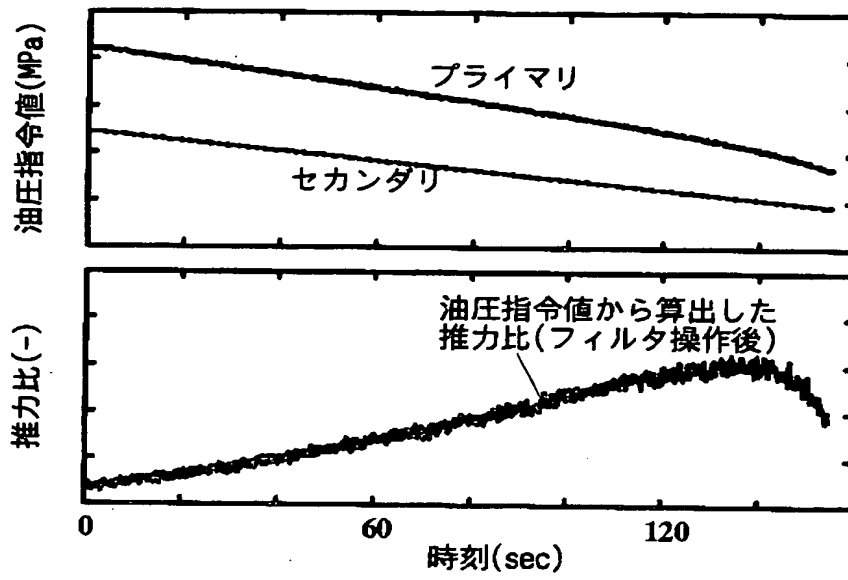
【図16】



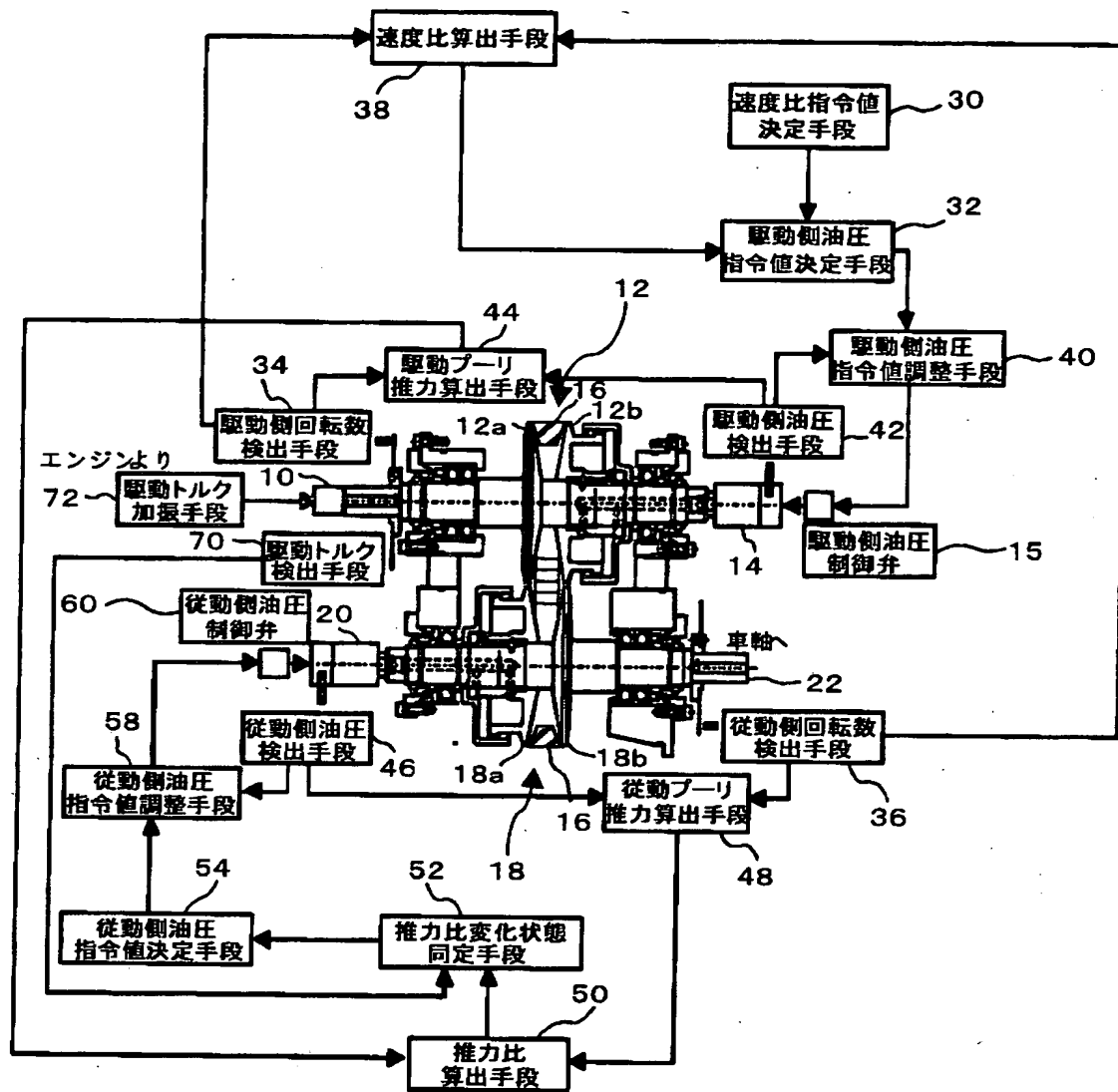
【図 17】



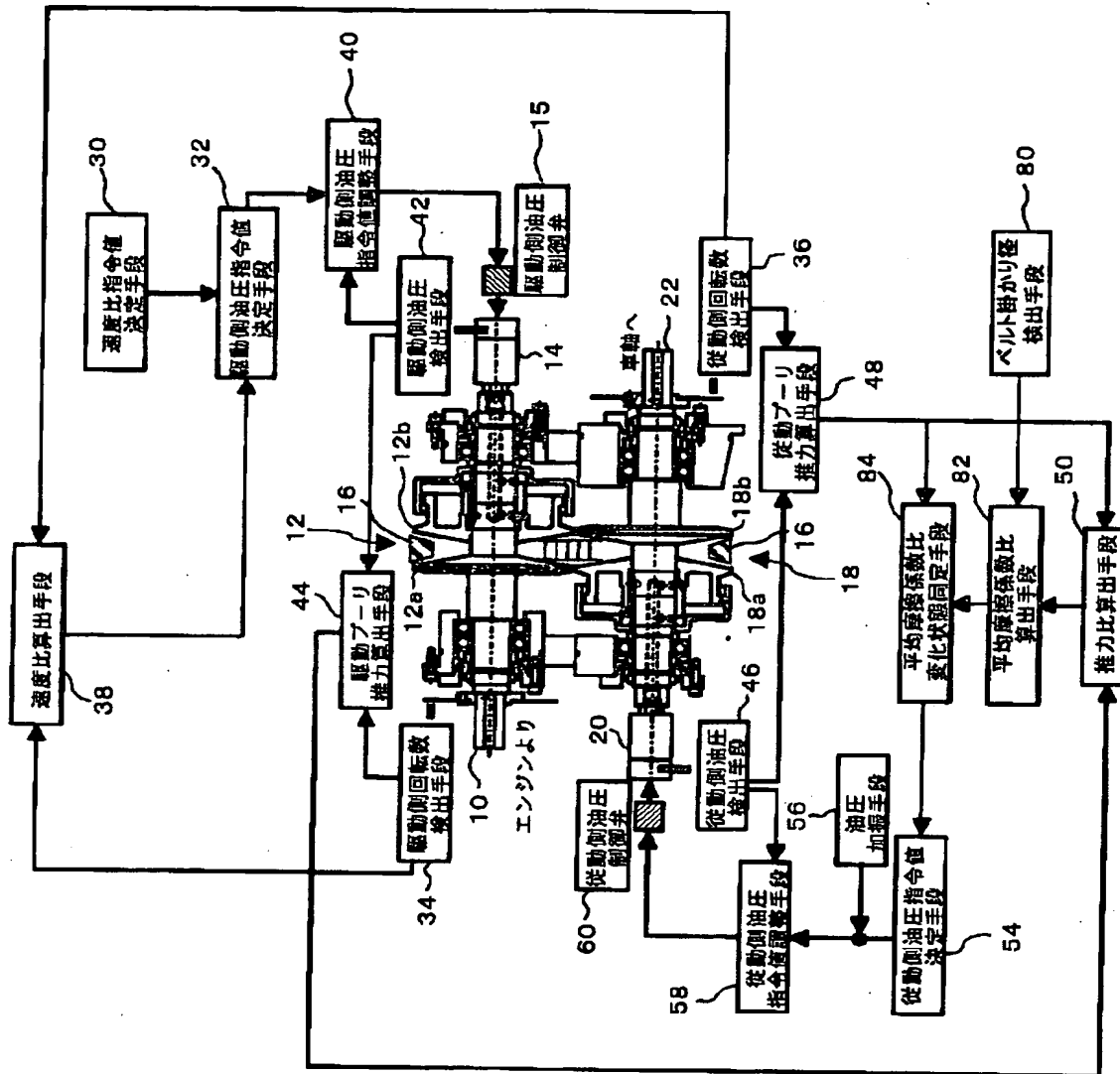
【図 1 8】



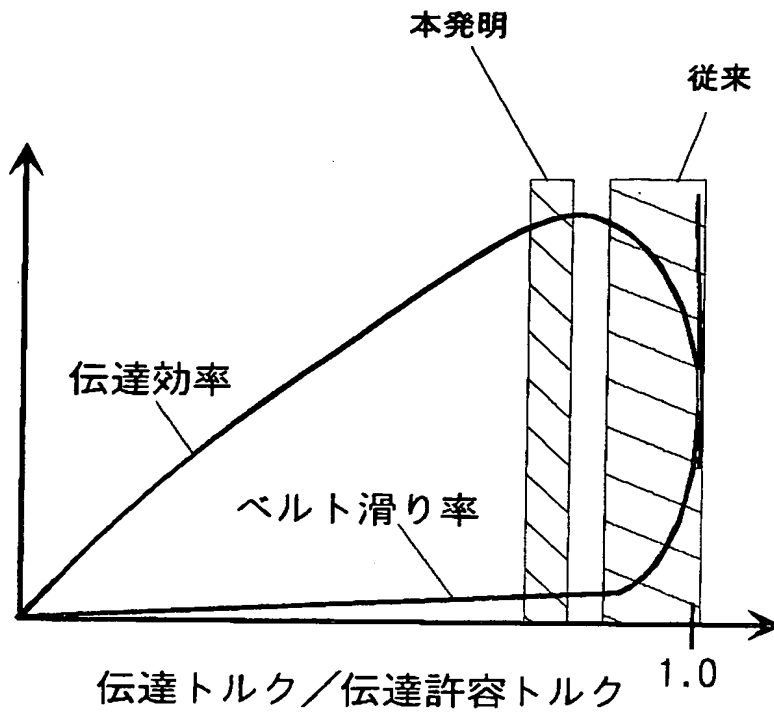
【図 20】



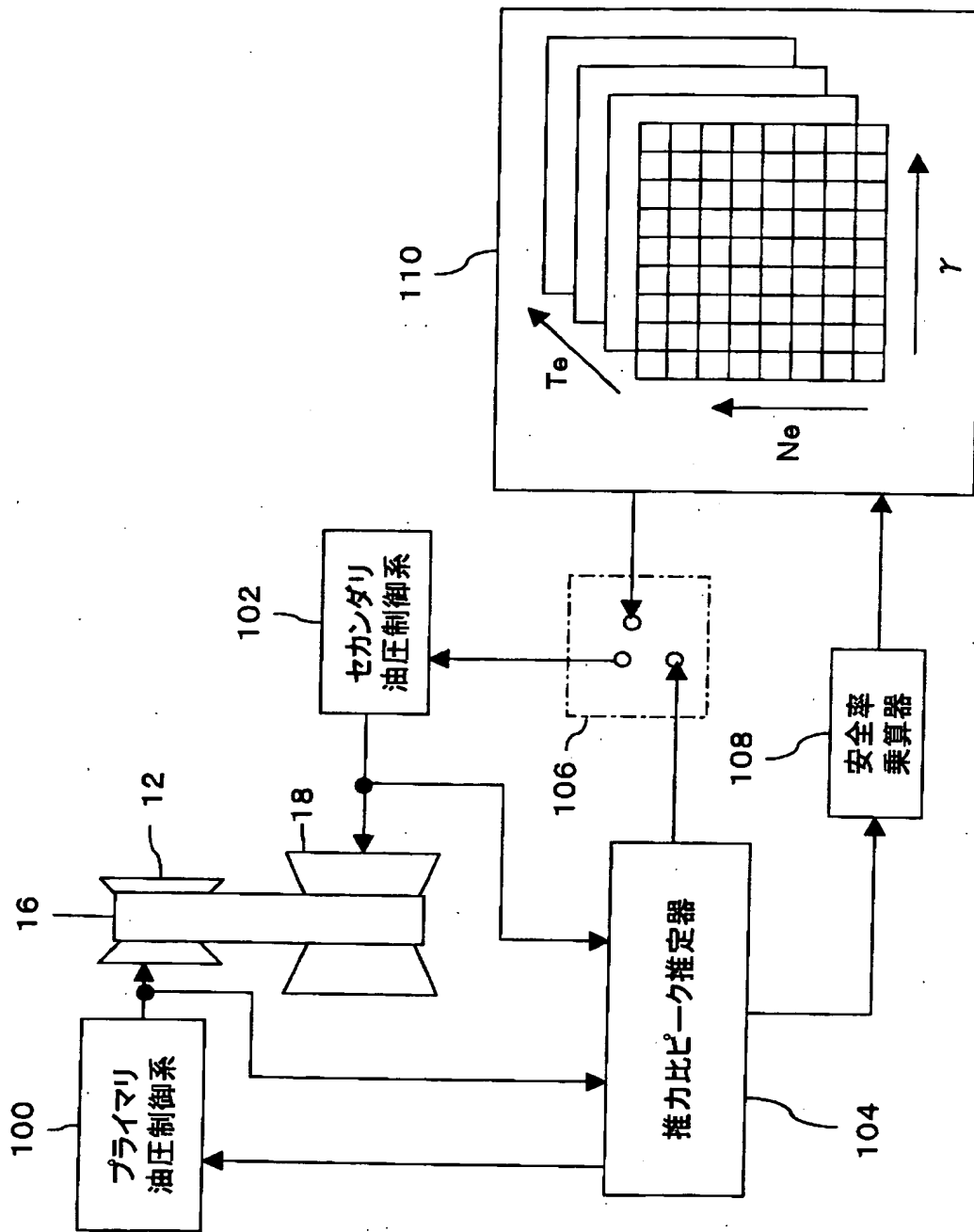
【図 21】



【図 2 2】



【図 23】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 プーリ推力を適切な値に制御する。

【解決手段】 駆動プーリ推力算出手段 4 4 における駆動プーリ推力と、従動プーリ推力算出手段 4 8 における従動プーリ推力とから、推力比算出手段 5 0 で推力比を算出する。推力比変化状態同定手段 5 2 は、推力比と、従動プーリ推力とから従動プーリ推力の変化に対する推力比変化のピークを検出する。そして、この推力比ピークにあるように従動プーリ推力を維持する。

【選択図】 図 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003609]

1. 変更年月日 1990年 9月 6日

[変更理由] 新規登録

住 所 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

氏 名 株式会社豊田中央研究所

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日 1990年 8月27日
[変更理由] 新規登録
住 所 愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名 トヨタ自動車株式会社